№ 9. Warszawa, 25 września 1931 r. Rok IX.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

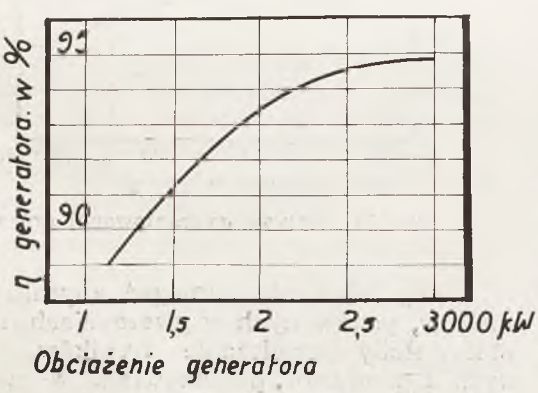
Inż. ROMAN BIEDRZYCKI i *inż. WŁADYSŁAW PAC.*

POMIARY ODBIORCZE TURBOZESPOŁU, PRACUJĄCEGO Z POBIERANIEM PARY, O MOCY 2500 kW

(Por. *Technika Cieplna*, 1931, str. 169).

Krzywe gwarancyjne.

Dla przeprowadzenia przeliczeń wyników pomiarów zużycia pary według podanych wyżej wzorów, dostawca przedstawił kilka pomocniczych krzywych. Zastosowany w tym odbiorze sposób przeliczeń spotyka się ze słusznemi nieraz zarzutami, że uzależnia on wyniki badań w pewnej mierze od dobrej woli dostawcy, mającego swobodę w układaniu swych krzywych, od których w dużym

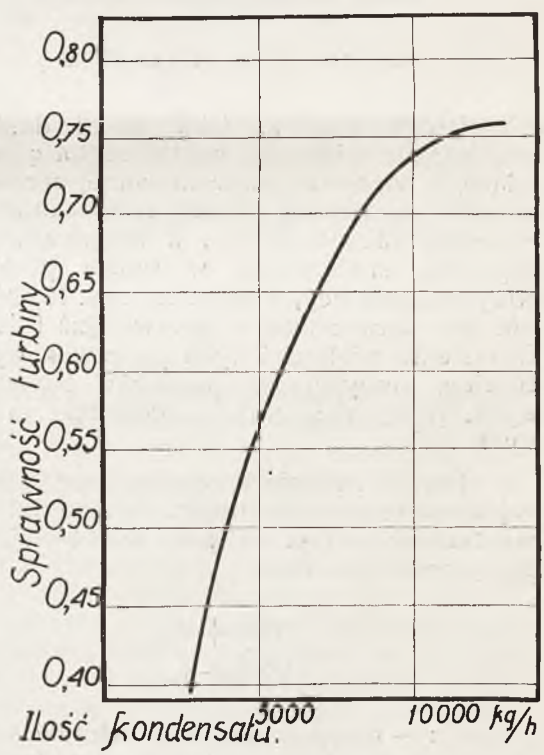


Rys. 8. Krzywa sprawności generatora

stopniu zależne są wyniki przeliczeń. Dla usunięcia więc wątpliwości co do prawidłowej budowy przedstawionych krzywych, bezstronni rzeczoznawcy przeprowadzili ich kontrolę przed przystąpieniem do pomiarów.

Rys. 8 przedstawia podaną przez dostawcę krzywą sprawności generatora η_{gen}.

Rys. 9 przedstawia krzywą gwarantowanej sprawności turbiny η_{gw} w zależności od



Rys. 9. Krzywa gwarantowanej sprawności turbiny

ilości kondensatu. Krzywą tę można było sprawdzić na podstawie wzoru

$$\eta = \frac{860}{\Delta i \,.\, G \,.\, \eta_{gen} \,.\, \eta_{mech.}},$$

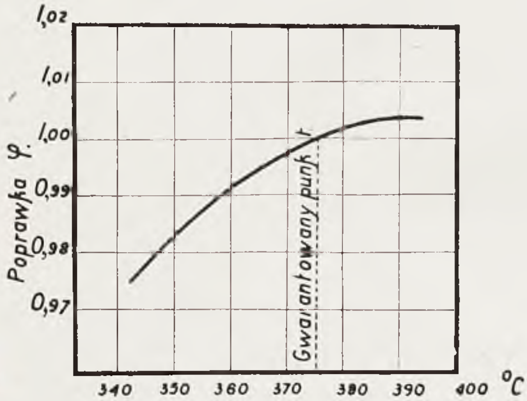
gdzie:

G — gwarantowane zużycie pary w kg/kWh, odniesione do mocy na zaciskach generatora (bez odejmowania pracy pomp kondensacyjnych).

Δi — spadek adjabatyczny, określony na podstawie gwarancyjnego stanu pary wlotowej i próżni.

η_{gen} — sprawność generatora.

$\eta_{mech.}$ — sprawność mechaniczna, która dla danej turbiny jest wielkością stałą.



Rys. 10. Krzywa dla poprawki φ

Druga krzywa, jaką podał dostawca, przedstawia wielkości spółczynnika φ, stanowiącego poprawkę gwarantowanej sprawności zależnie od różnicy między temperaturą gwarancyjną pary wlotowej, a temperaturą rzeczywistą, stwierdzoną w czasie pomiarów. Krzywa dostawcy, podana na rys. 10, nie mogła być sprawdzona w gotowej już instalacji. Określenie wielkości tych poprawek wymaga bowiem precyzyjnych pomiarów laboratoryjnych, przeprowadzanych oddzielnie dla różnych turbin.

Forner traktuje tę sprawę coprawda więcej ryczałtowo i nie uwzględniając ani budowy turbiny ani stanu pary wylotowej, określa φ przez stosunek

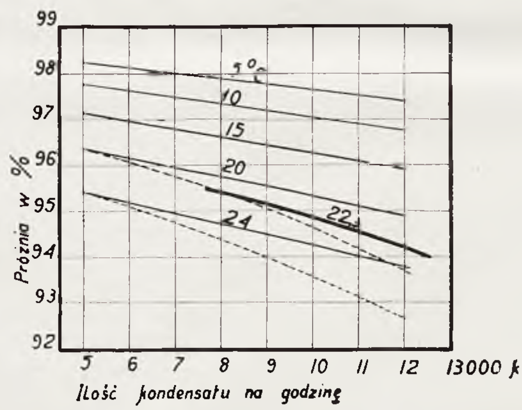
$$\frac{1650 + \tau_{zm}}{1650 + \tau_{gw}}$$

gdzie τ — przegrzanie pary wlotowej w °C. Prowadzi to do wniosku, że na każde 20° różnicy temperatur sprawność turbiny zmienia się o ~ 1%.

Jednak prace Zinzena wykazują, że poprawka φ zależna jest też od budowy turbiny oraz stopnia wilgotności pary wylotowej, który tem silniej wpływa na zmianę sprawności turbiny, im wilgotniejszą jest para nasycona u wylotu z turbiny. Z prac tych wynika, że między sprawnością a różnicą temperatur zachodzi bardziej skomplikowany stosunek, i że zmiana sprawności o 1% jest skutkiem różnicy temperatur w granicach od 20° do 45°, zależnie od innych wymienionych okoliczności.

Po rozpatrzeniu na tej podstawie krzywej, przedstawionej przez dostawcę, rzeczoznawcy zgodzili się przyjąć ją za miarodajną dla przeliczeń. Aby jednak zmniejszyć wpływ ewentualnych nieścisłości w przebiegu tej krzywej, zwrócono specjalną uwagę na utrzymanie w czasie pomiarów temperatury pary wlotowej możliwie blisko do przewidzianej w gwarancjach, aby różnicę temperatur, a więc i wielkość stosowanej poprawki φ otrzymać jaknajmniejszą.

Następny komplet krzywych, podany przez dostawcę, przedstawiał zależności próżni od temperatury wody chłodzącej oraz ilości pary skroplonej. Pomiary odbiorcze przeprowadzone były zimą, gdy temperatura wody dla ochładzania skroplin, pobieranej ze stawu, była znacznie niższa od przewidywanej w umowie, która miała na widoku najcięższe warunki pracy skraplacza, jakie mają miejsce w porze letniej. Jednak nie można było ani odłożyć pomiarów do lata, ani podwyższyć temperatury wody chłodzącej.

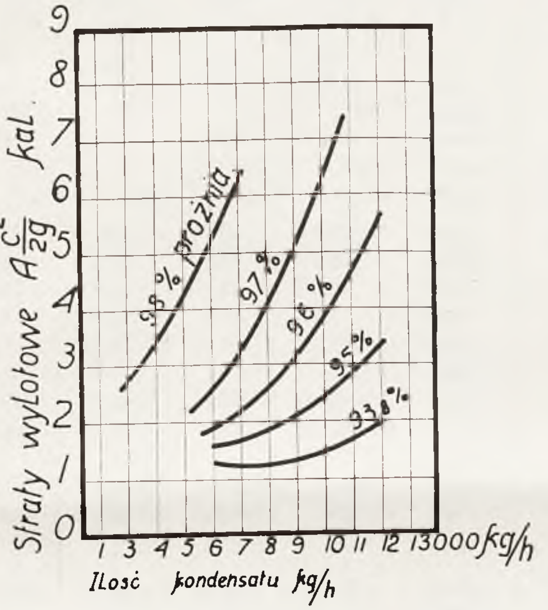


Rys. 11. Krzywe gwarantowanej próżni

Aby więc nie odbiegać zbytnio od warunków, podawanych w gwarancjach, co komplikowałoby przeliczanie wyników, uzyskanych z pomiarów, postanowiono w czasie badań utrzymywać próżnię na poziomie, przewidzianym umową, nie zaś na wysokości przypadkowej, uzależnionej porą roku. Regulując więc odpowiednio ilość pary, idącej na uszczelnienie dławnic, ustawiano w ten sposób próżnię według krzywych, przedstawionych przez dostawcę, a skorygowanych prowizorycznie przez rzeczoznawców na mocy porównań z danemi pomiarowemi innych podobnych instalacji. Krzywe te zostały następnie dokładnie sprawdzone drogą specjalnego pomiaru w czasie letnim, gdy temperatura wody w stawie była odpowiednio wysoka.

Przed przystąpieniem do kontrolowania krzywych, skraplacz turbiny był bardzo starannie oczyszczony przez dostawcę.

Rys. 11 przedstawia omawiane krzywe próżni. Linjami cienkiemi pokazane są krzywe, podane przez dostawcę; linjami przerywanemi — początkowo skorygowane przed przystąpieniem do pomiarów. Grubą linją pokazana jest krzywa, uzyskana przy sprawdzaniu latem, gdy temperatura wody chłodzącej wynosiła 22,3°C. Przebieg tej ostatniej krzywej został przyjęty jako miarodajny dla ostatecznych przeliczeń zużycia pary.



Rys. 12. Krzywe strat wylotowych

Wreszcie rys. 12 przedstawia wykres, również podany przez dostawcę, a określający wielkości strat wylotowych zależnie od próżni i ilości skraplanej pary. Straty powyższe odniesione są do miejsca wylotu pary z ostatniego wieńca łopatkowego.

Przedstawione krzywe zostały przed pomiarami sprawdzone w kilku punktach oraz porównane z analogicznemi krzywemi podobnych turbin innych fabryk. Trzeba przytem zauważyć, że poprawki, wychodzące z ostatnich krzywych, miały przy odbiorze minimalny wpływ na przeliczenia, gdyż wielkość strat wylotowych w poszczególnych pomiarach dochodziła zaledwie do 2 *cal*, a i ta nieznaczna liczba częściowo jeszcze się znosi, wchodząc do wzoru przeliczeniowego w równych prawie wielkościach jak w liczniku, tak i w mianowniku.

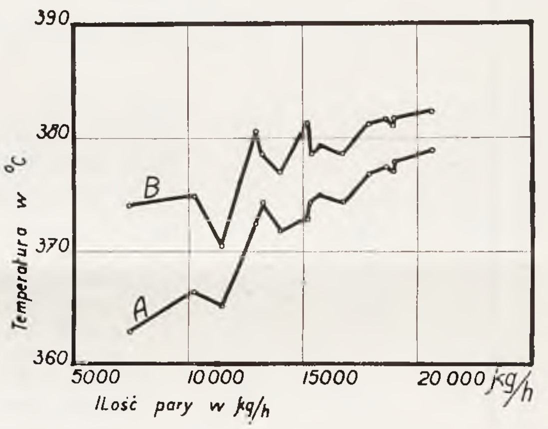
Gdyby więc nawet przedstawione przez dostawcę krzywe strat wylotowych nie zgadzały się ściśle z rzeczywistością, to błąd stąd wynikający byłby poniżej przewidzianej dokładności pomiarów.

Określenie zużycia pary.

Pomiary zużycia pary przez turbinę I zostały przeprowadzone w czasie od 6 do 10 marca 1930 r.

Ogółem dokonano przy tej turbinie 15 pomiarów zużycia pary, przyjmując różne obciążenia i różne ilości pobierania.

Poza przewidzianemi umową trzema pomiarami przy pracy czysto kondensacyjnej oraz 9 pomiarami przy różnych ilościach pobieranej pary, przeprowadzono jeszcze pomiar zużycia pary przy dopuszczalnem przeciążeniu turbiny o 20% powyżej nominalnej mocy i przy pracy czysto kondensacyjnej, oraz dokonano dwuch pomiarów przy takiem samem przeciążeniu i pobieraniu pary w celu wyjaśnienia, jaką w tych warunkach największą ilość pary można pobierać z turbiny. Ten ostatni pomiar był przeprowadzony dwukrotnie, ponieważ pierwszym razem otrzymano zbyt wysoką próżnię.



Rys. 13. Wskazania termometrów ustawionych na przewodzie wlotowym

Tabela I [1]) przedstawia wyniki pomiarów turbiny I, po obliczeniu średnich wielkości odczytów i po wprowadzeniu należnych korektur przyrządów pomiarowych. Tablica ta zawiera temperatury pary wlotowej, określane w dwojaki sposób: pierwsza rubryka podaje wskazania termometru, ustawionego na przewodzie przed turbiną, w drugiej zaś podane są wskazania termometru, umieszczonego w specjalnej tulejce fabrycznej w skrzyni automatów. Pomiary, przeprowadzone w obu tych miejscach, wykazywały stale pewne różnice, jak to widać wyraźnie na rys. 13, gdzie na górnej krzywej *B* zebrane są notowania termometru, ustawionego na przewodzie, dolna zaś krzywa *A* odnosi się do odczytów termometru, umieszczonego w skrzyni automatów. Różnice między wskazaniami obu termometrów podane są w postaci krzywej na rys. 14.

[1]) Por. str. 180 i 181.

T A B E

Średnie wielkości odczytów

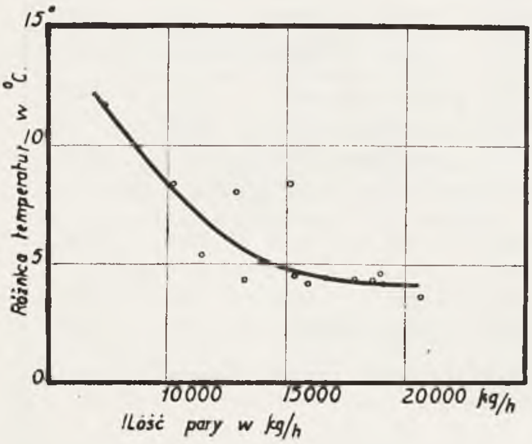
P O M I A R		1	2	3	4
Obciążenie nominalne	w częśc. całk. mocy	$^2/_4$	$^3/_4$	$^4/_4$	$^6/_5$
	kW	1250	1875	2500	3000
Pobieranie pary (nominalne)	*kg/h*	0	0	0	0
Data pomiaru		8.III	8.III	8 III	8.III
Początek pomiaru	godz.	13.17	11.39	10.21	14.49
Czas trwania pomiaru	min.	46,15	42,75	49,6	41,67
Pomiary mocy					
Obciążenie na zaciskach generatora	*kW*	1305	1969	2583	3104
cos φ (przy oporze wodnym)		1	1	1	1
Moc, zużywana przez pompy kondensacyjne . .	*kW*	58,8	58,6	58,7	59
Obciążenie użyteczne turbo-zespołu	*kW*	1246,2	1910,4	2524,3	3045
Stan barometru	*mm* sł. rtęci	746,9	747,3	74[illegible],1	745,8
Stan pary					
Ciśnienie pary: przed zaworem głównym .	*ata*	24,2	23,95	23,9	24,15
za I automatem . . .	*ata*	20,78	22,93	23,4	24,02
„ II „ . . .	*ata*	10,36	14,35	18,82	21,21
„ III „ . . .	*ata*	7,97	10,8	13,1	15,88
u wylotu z kadłuba W. P. .	*ata*	5,19	5,61	5,98	7,05
przed paromierzem . .	*ata*	—	—	—	—
u wylotu z kadłuba N. P. .	*ata*	0,0536	0,061	0,0748	0,0859
„ „ „ .	%	94,64	93,9	92,52	91,41
Temperatura pary: na rurociągu pary dolotowej	°C	374,5	374,8	380,4	381,2
przed zaworem gł. .	°C	362,8	366,4	372,4	372,8
pary dolotowej, miarodajna dla obliczeń . . .	°C	373,5	373,8	379,4	380,2
przed paromierzem .	°C	—	—	—	—
pary wylotowej z kadłuba N. P. . . .	°C	34,5	35,9	39,5	42,5
Pobieranie pary					
Ilość pary pobieranej wg. paromierza . . .	*kg/h*	—	—	—	—
„ „ pobier. po uwzględn. 5% tolerancji .	*kg/h*	—	—	—	—
Kondensacja					
Temperatura wody chłodzącej u wlotu . . .	°C	5,14	3,78	3,08	6,04
„ „ „ u wylotu . . .	°C	10,12	10,64	11,36	15,0
Ilość kondensatu	*kg/h*	7424	10305	12967	15280
Temperatura kondensatu	°C	34	36	38,8	41,5
Ilość kondensatu po uwzględnieniu jego temperatury	*kg/h*	7394	10258	12896	15184
Stan gwarancyjny					
Ciśnienie pary dolotowej	*ata*	24	24	24	24
Temperatura pary dolotowej	°C	375	375	375	375
Próżnia	*ata*	0,0475	0,0545	0,0625	0,0715
„	%	95,25	94,55	93,75	92,85

L A I.

pomiaru turbozespołu I.

5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$^2/_4$	$^2/_4$	$^2/_4$	$^3/_4$	$^3/_4$	$^3/_4$	$^4/_4$	$^4/_4$	$^4/_4$	$^6/_5$	$^6/_5$
1250	1250	1250	1875	1875	1875	2500	2500	2500	3000	3000
6000	9000	12000	6000	9000	12000	6000	9000	12000	maxim.	maxim.
9.III	9.III	9.III	9.III	9.III	9.III	9.III	9.III	9.III	9.III	9.III
12.10	10.54	9.40	13.40	14.44	15.51	19.37	18.32	17.24	20.39	21.17
48,6	52,13	49,58	44,28	46,1	44,42	42,22	42,68	42.25	18,53	19,6
1303	1309	1300	1948	1942	1941	2557	2562	2580	3027	3025
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
55	55	55	55,5	55,4	55,4	55,5	55	55,2	55	55
1248	1254	1245	1892,5	1886,6	1885,6	2501,5	2507	2524,8	2972	2970
747,2	747,6	747,6	746,6	746,1	746,0	745,6	745,8	745,8	745,2	745,4
23,95	23,79	23,75	23,82	24,0	23,75	24,25	24,05	24,05	24,25	24,2
23,2	23,3	23,44	23,5	23,82	23,7	24,02	24,0	24,04	24,2	24,16
16,5	19,0	20,13	20,0	21,17	21,94	22,0	22,5	23,0	22,9	22,66
11,5	13,0	14,5	14,04	15,97	17,6	17,05	19,13	21,0	20,05	19,67
4,29	4,27	4,18	4,57	4,3	4,23	4,66	4,49	4,43	4,63	5,56
4,35	4,19	4,04	4,63	4,34	4,03	4,73	4,42	4,19	4,61	5,56
0,0471	0,0434	0,0413	0,057	0,0509	0,0468	0,065	0,062	0,0564	0,0354	0,0689
95,29	95,66	95,87	94,30	94,91	95,32	93,50	93,80	94,36	96,46	93,11
370,5	378,5	378,7	377,0	379,3	381,2	378,7	381,7	382,4	381,2	381,7
365,1	374,2	374,2	371,9	375,1	376,8	374,3	377,4	378,8	377,0	377,1
369,5	377,5	377,7	376,0	378,3	380,2	377,7	380,7	381,4	380,2	380,7
220,0	220,3	219,5	221,7	219,7	219,5	221,7	223,0	220,9	223,0	237,3
31,6	30,2	29,4	34,4	33,1	31,3	37,6	36,6	34,8	26,0	38,2
6425	9470	12400	6280	9360	12390	6320	9470	12580	8520	6540
6104	8997	11780	5966	8892	11770	6004	8997	11951	8094	6213
4,85	4,44	4,24	5,14	5,2	5,37	6,43	6,24	5,95	6,3	6,4
8,37	7,35	6,73	10,1	9,45	9,09	12.95	11,96	10,5	13,0	14,2
5035	3756	2961	7737	6371	5507	10431	9171	8113	10569	12485
31,4	30,0	29,3	34,3	33,2	31,8	37,0	36,0	34,0	24,5	38,0
5019	3745	2953	7704	6347	5488	10379	9128	8078	10562	12419
24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
375	375	375	375	375	375	375	375	375	375	375
0,0425	0,040	0,0365	0,0495	0,0465	0,043	0,057	0,053	0,0495	—	—
95,75	96,0	96,35	95,05	95,35	95,7	94,3	94,7	95,05	—	—

Wobec stwierdzenia zachodzących różnic przyjęto na podstawie protokułu wstępnego, jako miarodajną temperaturę, wskazywaną przez termometr, ustawiony na przewodzie, przyczem na straty promieniowania rurociągu, choć był on krótki i dobrze izolowany, bonifikowano 1° C (porów. opis pomiarów turbiny kondensacyjnej o mocy 20000 *kW*, *Technika Cieplna* 1930 r., str. 104).



Rys. 14. Różnice wskazań termometrów ustawionych na przewodzie wlotowym

Ilości pary pobieranej, jako otrzymywane drogą pomiarów paromierzem, zostały następnie skorygowane przez zastosowanie 5% tolerancji, wymaganej w myśl umowy i obowiązujących w tym wypadku norm *V D I*. O ile w wielu razach stosowanie tej tolerancji może być uzasadnione ze względu na dużą niepewność co do dokładności wskazań paromierza, to w tym wypadku przyjętą tak tolerancję należy uważać za zbyt wysoką wobec tego, że dysza paromierza była uprzednio wywzorcowana i praca jej odbywała się w identycznych warunkach, jakie miały miejsce przy wzorcowaniu dyszy.

Tak znaczne, a nieusprawiedliwione redukowanie ilości pobieranej pary w stosunku do rzeczywistych liczb, wykazywanych przez paromierz jest niepożądane dla odbiorcy, ale i dla dostawcy w swych skutkach może się okazać uciążliwe. Określając ogólne zużycie, jak w tym wypadku, zapomocą dodawania ilości skroplin i ilości pobieranej pary — przez zredukowanie tej ostatniej ilości obniżamy sumę, a więc ilość pary wlotowej. Otrzymujemy w ten sposób niższe stosunkowo jednostkowe zużycie pary przez turbinę, co wychodzi oczywiście na korzyść dostawcy. Jednak przy przeciążeniach turbiny, gdy możliwości oddawania pary zasadniczo maleją, uszczuplanie jeszcze tych ilości przez stosowanie tejże 5% tolerancji może doprowadzić do wniosku o niedostatecznej zdolności przełykowej turbiny. Tylko że ten ostatni punkt rzadko kiedy bywa obstawiany gwarancjami umowy.

Dla powyższych względów prawidłowiej byłoby w analogicznych wypadkach przyjmować niższe tolerancje dla wskazań paromierza, nie opierając się na szablonie norm niemieckich.

Porównywując średnie notowania, podane w tabeli I, z warunkami, dla jakich obowiązywały gwarancje, łatwo zauważyć, że stan utrzymywany w czasie pomiarów niezwykle mało odbiegał od gwarancyjnego. Ilustruje to wyraźnie następująca tabelka:

POMIAR		Odchylenia średnich wielkości, uzyskanych z pomiarów, od warunków gwarancyjnych.											
		1	2	3	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Obciążenie nominalne		2/4	3/4	4/4	2/4	2/4	2/4	3/4	3/4	3/4	4/4	4/4	4/4
Pobieranie nominalne	*kg/h*	—	—	—	6000	9000	12000	6000	9000	12000	6000	9000	12000
Obciążenie . .	w *kW*	—3,8	+35,4	—25,7	—2,0	+4,0	—5,0	+17,5	+11,5	+10,6	+1,5	+7,0	+24,8
	w %	—0,3	+1,89	—1,28	—0,16	+0,32	—0,4	+0,93	+0,61	+0,57	+0,06	+0,28	+0,99
Ciśnienie pary	w *ata*	+0,2	—0,05	—0,1	—0,05	—0,21	—0,25	—0,18	0	—0,25	+0,25	+0,05	+0,05
dolotow. . . .	w %	+0,83	—0,21	—0,42	—0,21	—0,87	—1,04	—0,75	0	—1,04	+1,04	+0,21	+0,21
Temperatura .	w °C	—1,5	—1,2	+4,4	—5,5	+2,5	+2,7	+1,0	+3,3	+5,2	+2,7	+5,7	+6,4
pary dolot. . .	w %	—0,4	—0,34	+1,17	—1,47	+0,67	+0,72	+0,27	+0,89	+1,4	+0,72	+1,52	+1,71

Wynika stąd, że i średnie obciążenie dla każdego z pomiarów było bardzo zbliżone do gwarancyjnego i stan pary dzięki b. starannemu prowadzeniu kotłowni, wykazywał minimalne odchylenia. Np. ciśnienie pary dolotowej różniło się conajwyżej o 1,04% od

gwarancyjnego, zaś temperatura pary u wlotu do turbiny w jednym tylko wypadku wykazała odchylenie o 1,71%.

Na mocy liczb, ułożonych w tabeli II [1]), przystąpiono do ostatecznych przeliczeń, posiłkując się wzorami, przyjętymi w protokule wstępnym.

Wyniki tych przeliczeń zebrane są w tabeli II.

W myśl protokułu wstępnego wahania obciążenia zostały uwzględnione przy obliczeniach w formie poprawki, wniesionej do gwarantowanych cyfr zużycia pary. Ponieważ sposób obliczania tej poprawki wywołuje nieporozumienia, podajemy tu jako przykład obliczenie poprawki dla jednego z pomiarów. Rozpatrzmy więc pomiar Nr. 2, prowadzony przy obciążeniu $^3/_4$ i przy pracy czysto kondensacyjnej.

Odczyt	Notowania watomierzy	Różnica między rzeczywistem i średniem notowaniem watomierzy
1	150,2	+ 3,64
2	148,2	+ 1,64
3	147,0	+ 0,44
4	148,7	+ 2,14
5	147.1	+ 0,54
6	144,0	— 2,56
7	139,2	— 7,36
8	150,0	+ 3,44
9	149,6	+ 3,04
10	149,4	+ 2,84
11	145,4	— 1,16
12	145,7	— 0,86
13	146.5	— 0,06
14	142,6	— 3,96
15	143,2	— 3,36
16	148,0	+ 1,44
17	149,3	+ 2,74
18	144,0	— 2,56
	średnio 146,56	suma absolutna 43,78

W przytoczonej tablicy podane są rzeczywiste notowania watomierzy w ciągu 18 dokonanych odczytów.

Obliczona stąd średnia wynosi 146,56. W następnej rubryce wpisujemy różnice między każdorazowem notowaniem watomierzy, a obliczoną dopiero co średnią. Otrzymaną kolumnę liczb sumujemy teraz według absolutnych wielkości poszczególnych pozycyj, nie zwracając więc uwagi na ich ujemne, czy dodatnie wartości. Suma ta wynosi 43,78. Liczbę tę dzielimy przez ilość odczytów tj. 18, zaś otrzymany iloraz 2,43 dzielimy znowóż przez średnią notowań watomierzy, t. j. przez 146,56. Wynik 0,0166, podzielony przez 2, daje wielkość tolerancji = 0,0083. Mnożąc gwarantowane zużycie pary 5,21 przez wyraz (1 + 0,0083), otrzymujemy wielkość 5,25 *kg/h*, która oznacza gwarantowane zużycie pary po wprowadzeniu poprawki na wahania obciążeń. Opisany sposób był przyjęty jako obowiązujący i jest on ogólnie stosowany; jednak naszem zdaniem sposób ten nie jest słuszny i normy polskie powinnyby przyjąć inną zasadę obliczania poprawek na wahania obciążeń (szczegółowiej będzie to omówione oddzielnie).

Jakkolwiek ścisłe nastawianie ilości pary pobieranej przedstawia naogół spore trudności, to jednak ilości te po przeliczeniu na warunki gwarancyjne, okazały się bardzo bliskie do przewidzianych w gwarancjach. Jest to uwidocznione w następującem zestawieniu:

POMIARY		5	6	7	8	9	10	11	12	13
Pobieranie nominalne . . .	*kg/h*	6000	9000	12000	6000	9000	12000	6000	9000	12000
Ilość pary pobieranej w czasie pomiar., przelicz. na warunki gwaranc.	*kg/h*	6021	9009	11792	5940	8998	11899	6096	9126	12153
Różnica	w *kg/h*	+ 21	+ 9	— 208	— 60	— 2	— 101	+ 96	+ 126	+ 153
	w %	+ 0,35	+ 0,1	— 1,73	— 1,0	— 0,02	— 0,92	+ 1,6	+ 1,4	+ 1,27

Największe odchylenie od stanu gwarancyjnego wykazuje pomiar Nr. 7, prowadzony przy nominalnem pobieraniu 12000 *kg/h*, gdzie niedobór wyraża się wielkością 208 *kg/h*, co wynosi zaledwie 1,73% w stosunku do preliminowanej ilości pary.

[1]) Por. tabela II, str. 184 i 185.

TABE

Wyniki pomiarów zużycia

POMIAR		1	2	3
Obciążenie nominalne	W częśc. całk. mocy *kW*	$^2/_4$ 1250	$^3/_4$ 1875	$^4/_4$ 2500
Pobieranie pary (nominalne)	*kg/h*	0	0	0
Obciążenie użyteczne zmierzone	*kW*	1246,2	1910,4	2524,3
Gwarant. spadek adjabat. w obu kadł. . . .	*cal*	256,5	252,5	248,5
Spadek adjabat. w obu kadłubach w warunkach pomiaru	*cal*	253,0	248,5	245,0
Gwarant. spadek adjabat. w kadł. W. P. . . .	*cal*	—	—	—
Spadek adjabat. w kadłubie W. P. w warunkach pomiaru	*cal*	—	—	—
Straty wylotowe w warunkach gwarancji . . .	$\frac{Ac^2}{2g}$ *gw.*	1,8	1,9	2,0
„ „ „ pomiaru . . .	$\frac{Ac^2}{2g}$ *zm.*	1,5	1,5	1,6
Poprawka sprawności w zależności od temperatury wlotu	φ	1,0	1,0	1,0015
Zużycie pary gwarantowane	*kg/kWh*	5,77	5,06	4,87
gwarantowane z 3% tolerancją dla pracy czystokondensac.	*kg/kWh*	5,94	5,21	5,02
gwarant. po uwzględ. wahań obciążenia, zachodzących w ciągu danego pomiaru	*kg/kWh*	5,97	5,25	5,04
skroplonej, określone drogą pomiarów . . .	*kg/h*	7394	10258	12896
skroplonej, przeliczone na warunki gwaranc. .	*kg/h*	7305	10114	12764
pobieranej, określ. drogą pomiarów . . .	*kg/h*	—	—	—
„ przeliczone na warunki gwaranc. .	*kg/h*	—	—	—
Nadmiar pary pobieranej w stosunku do warunków gwarancyjnych	*kg/h*	—	—	—
Przeliczony nadmiar pary pobieranej na parę skroploną	*kg/h*	—	—	—
pobieranej przelicz. i po odjęciu nadmiaru . .	*kg/h*	—	—	—
skroplonej, przeliczone i uzupełn. przeliczeniem nadmiaru pary pobieranej	*kg/h*	7305	10114	12764
całkowite rzeczywiste (po wszystkich przeliczeniach)	*kg/h*	7305	10114	12764
całkowite rzeczywiste (po wszystkich przeliczeniach)	*kg/kWh*	5,861	5,294	5,056
Przekroczenie rzeczywistego (przeliczonego zuż. pary w stosunku do gwarancji)	*kg/kWh*	— 0,109	+ 0,044	+ 0,016
Przekroczenie rzeczywistego (przeliczonego zuż. pary w stosunku do gwarancji)	%	— 1,82	+ 0,84	+ 0,31
Średnie przekroczenie	%		— 0,22	
Sprawność termodynamiczna gwarant.	η_e *gw.*	0,646	0,73	0,758
„ „ z pomiarów . . .	η_e *zm.*	0,636	0,69	0,728

L A 11.

pary dla turbozespołu I.

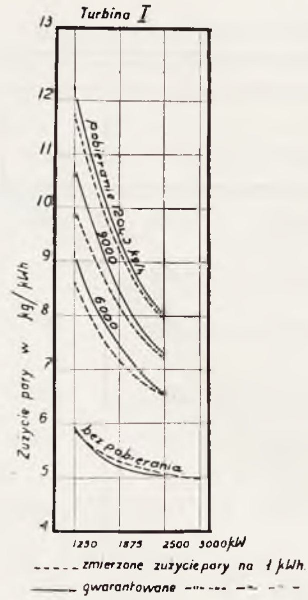
4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0/0 3000	2/4 1250	2/4 1250	2/4 1250	3/4 1875	3/4 1875	3/4 1875	4/4 2500	4/4 2500	4/4 2500
0	6000	9000	12000	6000	9000	12000	6000	9000	12000
3015	1248	1254	1245	1892,5	1886,6	1885,6	2501,5	2507	2524,8
245,0	259,5	261,0	263,5	255,0	257,0	259,0	251,0	253,5	255,0
241,0	255,0	259,5	261,0	251,0	255,5	258,2	249,0	250,0	253,2
—	100,5	100,5	100,5	100,5	100,5	100,5	100,5	100,5	100,5
—	99,5	100,5	100,5	100,0	101,5	101,5	102,0	101,7	102,0
2,2	1,9	1,8	1,6	1,8	1,8	1,7	2,0	1,9	1,8
0,8	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,6	1,3	1,5	1,6
1,002	0,997	1,001	1,001	1,0	1,001	1,002	1,001	1,002	1,002
—	9,22	10,87	12,25	7,42	8,45	9,38	6,52	7,24	7,94
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	9,27	10,91	12,32	7,46	8,47	9,41	6,54	7,26	7,98
15184	5019	3745	2953	7704	6347	5488	10379	9128	8078
15093	4924	3704	2903	7596	6328	5482	10348	9027	8046
—	6104	8997	11780	5966	8892	11770	6004	8997	11951
—	6021	9009	11792	5940	8998	11899	6096	9126	12153
—	+ 21	+ 9	— 208	— 60	— 2	— 101	+ 96	+ 126	+ 153
—	+ 8	+ 3	— 79	— 23	— 1	— 39	+ 38	+ 50	+ 60
—	6000	9000	12000	6000	9000	12000	6000	9000	12000
15093	4932	3707	2824	7573	6327	5443	10444	9077	8106
15093	10932	12707	14824	13573	15327	17443	16444	18077	20106
4,956	8,68	10,13	11,9	7,17	8,12	9,25	6,5	7,21	7,96
—	— 0,59	— 0,78	— 0,42	— 0,29	— 0,35	— 0,16	— 0,04	— 0,05	— 0,02
—	— 6,36	— 7,15	— 3,4	— 3,89	— 4,13	— 1,7	— 0,61	— 0,69	— 0,25
					— 3,16				
0,76	0,59	0,536	0,445	0,686	0,646	0,594	0,743	0,721	0,686
0,754	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Mimo tak małych różnic, zostały one jednak uwzględnione w przeliczeniach w ten sposób, że skonstatowane w każdym pomiarze odchylenie ilości pary pobieranej było następnie przeliczone na odpowiednią ilość pary skroplonej według wzoru, podanego w protokule wstępnym. Obliczone w ten sposób ogólne ilości pary skroplonej były sumowane ze sprowadzonemi do nominalnej wartości ilościami pary pobieranej. Suma ta, wyrażająca ostatecznie przeliczone ogólne rzeczywiste zużycie pary, po odniesieniu do 1 *kWh* mocy efektywnej turbozespołu mogła być teraz porównana z gwarancjami umowy. Na mocy tego przyrównania obliczone w myśl umowy ogólne przekroczenie wyniosło dla turbiny I:

$$\frac{-0{,}22-3{,}16}{2}=-1{,}69\%$$

Tak więc pomiary odbiorcze turbozespołu I stwierdziły zużycie pary o 1,69% mniejsze od gwarantowanego umową.

Wyniki pomiarów zużycia pary przedstawione są graficznie na rys. 15. Widzimy tu, że przy pracy z pobieraniem rzeczywiste (przeliczone) zużycie pary jest zawsze mniejsze od gwarantowanego, a różnica występuje tem większa, im mniejsze jest obciążenie turbozespołu. Przy pracy czysto kondensacyjnej rzeczywiste zużycie pary jest nieco mniejsze tylko przy małych obciążeniach;



Rys. 15. Rzeczywiste i gwarantowane zużycie pary

przy obciążeniu około $^3/_4$ mocy nadwyżka zużycia jest największa ($\sim 0{,}9\%$), poczem różnica znów maleje i przy pełnej mocy zupełnie prawie znika.

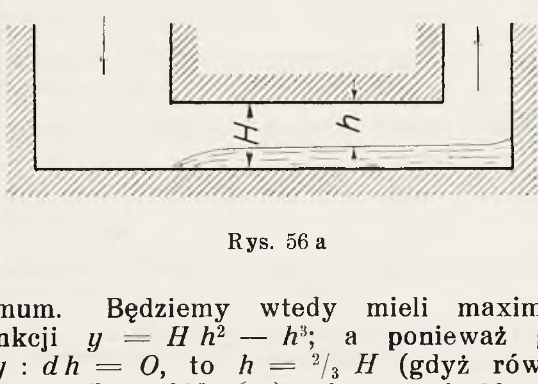
(D. n.).

Prof. Cz. GRABOWSKI.

ZASADY HYDRAULICZNEJ TEORJI CIĄGU NATURALNEGO

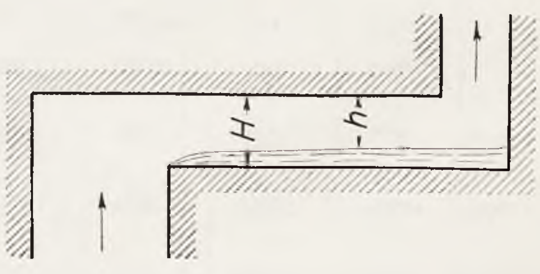
(Por. *Technika Cieplna*, str. 158, 1931).

Stosując zasadę Boussinesq'a do równania (96), możemy określić h : wysokość ta otrzyma ustaloną i ściśle określoną wartość wtedy, gdy wydatek prądu V dojdzie do maximum. Będziemy wtedy mieli maximum funkcji $y = H h^2 - h^3$; a ponieważ gdy $dy : dh = O$, to $h = {}^2/_3 H$ (gdyż równocześnie $d^2y : dh^2 < o$), więc wysokość wody w rynnie ustali się w ten sposób, by $h = {}^2/_3 H$.



Rys. 56 a

Podobne zjawiska mogą zachodzić w komorach i kanałach poziomych, przez które przepływają gazy spalinowe.



Rys. 56 b

Wyobraźmy sobie kanał poziomy, do którego z obszernej komory z góry (rys. 56a[1]) lub z dołu (rys. 56b[2]) dopływa gaz gorący,

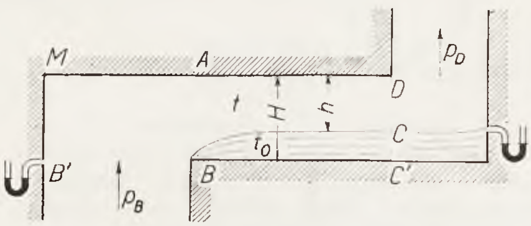
[1]) Jak to zakłada w swej teorji prof. Jeśman

[2]) Jak to zakłada w swej teorji prof. Grum-Grzymajło, który do wypadku tego stosuje wzór Jeśmana.

który nie wypełnia całego przekroju kanału, lecz pozostawia w kanale tym przestrzeń martwą, w której w ten lub inny sposób [1]) zebrały się zimne gazy.

Przedewszystkiem zakładamy, że z drugiego końca kanału gazy *górą* bezpośrednio lub pośrednio ulatują do komina. Będziemy wtedy mieli jak gdyby tę samą rynnę, o której mówiliśmy wyżej (rys. 55), lecz odwróconą dnem do góry.

Zatrzymamy się na rysunku 57 i 56 b. Wychodzimy z założenia, że przepływ gorących gazów przez kanał jest procesem *izotermicznym*; w kanale mamy *dwie nie mieszające* się ze sobą *warstwy gazów* — prąd gazów gorących o temperaturze t^0 C i nieruchomą warstwę zimną o temperaturze $t_0{}^0$C. Następnie zakładamy, że pomiędzy temi warstwami wymiana ciepła jest znikomo mała i w każdym razie nie powoduje ona wzrostu temperatury t_o i spadku t [2]). Następnie, o ile dolną warstwę traktujemy jako absolutnie nieruchomą, to musimy przyjąć, że a) na jednakowych poziomach ciśnienia w tej warstwie są stałe, nprz. w punktach B i C^1, b) rozkład tych ciśnień na różnych poziomach podlega prawom hydrostatyki. Wreszcie według prof. Jeśmana ciśnienia hydrodynamiczne w przekrojach prądu AB, DC rozkładają się według praw hydrostatyki [3]).



Rys. 57

Oznaczamy p_A, p_B i t.d. ciśnienia w punktach A, B i t.d., w_A, w_B odpowiednie prędkości gazu,

γ ciężar właściwy gazu w prądzie o temperaturze t,

γ_o c. wł. gazu nieruchomego o temp. t_o.

Ponieważ przyjęliśmy t = const, więc pomijając opory hydrauliczne, do strug AD i BC możemy zastosować równanie Daniela Bernoulli'ego (słuszne dla cieczy doskonałej):

$$\frac{p_A}{\gamma} + \frac{w^2{}_A}{2g} = \frac{p_D}{\gamma} + \frac{w^2{}_D}{2g}$$

$$\frac{p_B}{\gamma} + \frac{w^2{}_B}{2g} = \frac{p_C}{\gamma} + \frac{w^2{}_C}{2g} + (H-h)$$

Wreszcie pamiętając, że na poziomie BC^1 ciśnienie w warstwie nieruchomej jest stałe, a więc na dnie tej warstwy (zarówno w punkcie B, jak i w punkcie C^1) $= p_B$, do przekrojów AB i DC^1 zastosujemy prawa hydrostatyki:

$$p_A + H\gamma = p_B,$$

$$p_B = p_C + (H-h)\,\gamma_o;$$

$$p_C = p_D + h\gamma, \text{ a zatem}$$

$$p_A - p_D = (H-h)\,(\gamma_o - \gamma)$$

$$p_B - p_C = (H-h)\,\gamma_o. \quad \text{Stąd}$$

$$\frac{w^2{}_D - w^2{}_A}{\gamma} = (H-h)\left(\frac{\gamma_o}{\gamma} - 1\right)$$

$$\frac{w^2{}_C - w^2{}_B}{\gamma} = (H-h)\left(\frac{\gamma_o}{\gamma} - 1\right)$$

a więc przyrost energji kinetycznej w górnej i w dolnej strudze prądu jest jednakowy. Jeżeli szerokość kanału pionowego MA jest znaczna, to wartości początkowej energji kinetycznej tych strug możemy odrzucić, tembardziej, że znaczna część tej energji zostaje stracona wskutek zmiany kierunku. Otrzymamy więc, że $w_D = w_C$, tj. możemy przyjąć, że w prądzie ustalonym strugi gazu posiadają jednakową prędkość:

$$w_D = \sqrt{2g\,(H-h)\,\beta}, \quad \ldots \quad (97)$$

$$\text{gdzie } \beta = \gamma_o : \gamma - 1 \quad \ldots\ldots \quad (98),$$

a zatem ilość gazu przepływającego przez kanał w ciągu sekundy

$$V = B\,h\,w = B\sqrt{2g\,\beta\,(H-h)\,h^2}. \quad (99).$$

W wypadku tym tak samo jak i w wyżej omówionym przykładzie przepływu wody przez rynnę, maximum V otrzymamy wtedy, gdy $h = {}^2/_3\,H$, a zatem dla prądu ustalonego wydatek prądu $V = V_{max}$, a więc

$$V = B\sqrt{g\,\beta\,h^3} \quad \ldots\ldots \quad (100).$$

[1]) T. j. albo jest to zimne powietrze, które nie zostało jeszcze usunięte z pieca i zastąpione gazami spalinowemi, gdy w piecu rozpalono ogień, albo są to ostudzone gazy, o których mówiliśmy na początku rozdziału niniejszego.

[2]) Są to, rozumie się, założenia dosyć dalekie od prawdy, tak samo jak i szereg innych, o których mowa będzie niżej; założenia te jednak ułatwiły znakomicie ujęcie matematyczne zjawiska głównego.

[3]) Prof. Jeśman objaśniał to tem, że 1) w przekroju AB prędkość pionowa jest nieznaczna, 2) w przekroju DC prąd jest już ustalony i składa się ze strug równoległych.

Ponieważ w wykładach powyższych nie były uwzględnione opory hydrauliczne (a przynajmniej przez odrzucenie $w^2{}_A : 2g$ i $w^2{}_B : 2g$ uwzględnione one zostały w małym stopniu, więc do wzoru na V Jeśman wprowadził spółczynnik $\mu < 1$ (którego średnią wartość przyjąć możemy około 0,8) a mianowicie:

$$V_{max} = \mu\, B \sqrt{g\, \beta\, h^3} \quad . \; . \; . \; . \quad (101),$$

skąd

$$h = \sqrt[3]{\frac{1}{\mu^2\, \beta g}} \sqrt[3]{\left(\frac{V}{B}\right)^2} \quad . \quad (102)$$

Rozpatrzmy przedewszystkiem funkcję β (równ. 98):

$$\beta = \frac{\gamma_o}{\gamma} - 1 = \frac{T}{T_0} - 1 = \frac{t - t_0}{273 + t_0}$$

$$\beta^1 = 1 : \beta = \frac{273 + t_0}{t - t_0} \quad . \; . \; . \; . \quad (103)$$

Z wzoru tego widzimy, że z wzrostem t_0 temperatury warstwy nieruchomej wartość β^1 wzrasta, a wartość β maleje. Dla określonych wartości V, B, μ, t minimum β, a więc minimum h będziemy mieli wtedy, gdy t_0 spadnie do możliwego teoretycznie minimum, a więc do temperatury atmosfery, którą (wobec tego, że temperatura t w piecu zwykle przekracza 1000^0) możemy przyjąć jako $t_0 = O$, a wtedy

$$\beta_0{}^1 = 273 : t; \; \beta_0 = t : 273.$$

A zatem jeżeli wymagany wydatek prądu o temp. t^0 C wynosi $V\, m^3/sek$, to *teoretycznie możliwa największa* wartość h będzie wtedy, gdy

$$t_0 = O^0\, C,$$

skąd

$$h = \sqrt[3]{\frac{273}{\mu^2\, g}} \sqrt[3]{\frac{1}{t}\left(\frac{V}{B}\right)^2} \quad . \; . \; . \quad (104)$$

Równocześnie $H = 1{,}5\, h$, $H - h = 0{,}5\, h$. Tak więc spadek ciśnienia w dolnych strugach prądu będzie

$$\Delta\, p = p_B - p_C = (H - h)\, \gamma_0 =$$

$$= \frac{1}{2}\, h\, \gamma_0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (105)$$

a odpowiednia prędkość uzyskana przez prąd w warstwie o ustalonej grubości h

$$w = \mu \sqrt{2\, g\, (H - h)\, \beta} = \mu \sqrt{g\, h\, \beta} =$$

$$= \mu \sqrt{\frac{gt}{273}\, h} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (106)$$

Jeżeli oznaczymy

$$\sqrt[3]{\frac{273}{\mu^2\, g}} = A \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (107),$$

to otrzymamy ostateczny (95) wzór Jeśmana

$$h = A \sqrt[3]{\frac{V^2}{B^2\, t}}$$

Korzystając ze skomplikowanych wzorów na μ ustalonych przez Bazina dla wody, Jeśman obliczył dla A niżej podaną tablicę, według której funkcja A zależna jest od wysokości h i od długości kanału E wyrażonych w metrach.

Tablica wartości spółczynnika $A \sqrt[3]{\frac{{}^0C\ sek^2}{metr}}$

$E\,m$ / $h\,m$	0,5	1.0	2.0	5,0	powyżej 5 m
0,3	3,20	3,41	3,52	3,62	3,67
0,4	3,07	3,34	3,51	3,61	3,69
0,5	2,95	3,27	3,48	3,59	3,69
0,6	2,75	3,20	3,45	3,58	3,69
0,75	2,71	3,06	3,36	3,56	3,69
1,0	2,43	2,95	3,28	3,52	3,70

Zastanówmy się bliżej nad znaczeniem fizycznem wyżej podanych wykładów.

Mamy więc kanał poziomy (rys. 57), przez który przepływa gaz o temperaturze t. Gaz wchodzący posiada ciśnienie p_B, dolna warstwa gazu u wylotu do komina ciśnienie p_C, górna $p_D = p_C - h\,\gamma$. Wysokość komina jest taka, że u spodu ciśnienie p_D różni się od ciśnienia atmosfery na górnym poziomie komina o wartość potrzebną do na-

dania odpowiednio wzmożonej energji kinetycznej $w_k^2 : 2\,g$ u wylotu z komina i do przezwyciężenia oporów w tym kominie; a więc w rozpatrywanym przez nas wypadku komin służy jedynie do usuwania gazów, a nie do wytworzenia wymaganego prądu, w kanale poziomym. Rozpatrywany przez nas prąd poziomy jest rezultatem działania



Rys. 58

komina dodatkowego [1]) o wysokości $H - h = 0{,}5h$, który *wytworzony został automatycznie* wskutek rozdzielenia *gazów* na dwie warstwy. O ile zatem temperatura nieruchomej warstwy zimnej byłaby bliska do temperatury atmosfery, to zastępczy układ wodny (rys. 58) byłby podobny do układu podanego na rysunku 8 (rozdz. 6), a mianowicie

$$b\,\Delta = (H - h)\,\gamma_0;\quad C\,\Delta = (H - h)\,\gamma,$$

więc w układzie wodnym wysokość dodatkowego komina zastępczego będzie

$$b - c = (H - h)\,(\gamma_0 - \gamma) : \Delta$$ [2]).

(D. c. n.).

Inż. STANISŁAW KRÓL.

WYPADEK Z DŹWIGIEM OSOBOWYM

We wrześniu 1930 r. zdarzył się w Warszawie przy dźwigu osobowym nieszczęśliwy wypadek, który pociągnął za sobą śmierć jednej osoby. Dźwig przy którym zdarzył się omawiany wypadek znajduje się w dużym 5-ciopiętrowym domu, w którym panuje stale silny ruch, wobec czego zastosowano do dźwigu ster dźwigniowy. W myśl obowiązujących przepisów, dźwigu ze sterem dźwigniowym wolno używać tylko z towarzyszeniem stałego obsługującego, na co kilkakrotnie zwracano uwagę właścicielowi dźwigu.

Wypadek zdarzył się około 8-ej wieczorem, kiedy ofiara wypadku, wracając do domu zajęła kabinę i wyjechała na II p. bez dozorcy domu, który równocześnie był obsługującym dźwig. W chwili wysiadania z dźwigu kabina nagle zaczęła opuszczać się w dół i górną krawędzią przygniotła wychodzącą. Niezwłocznie wezwano montera firmy konserwującej dźwig, który ręcznie podkręcił kabinę do góry i w ten sposób zostało umożliwione wydobycie przygniecionej.

Rozważając okoliczności, w jakich nastąpił wypadek, dochodzi się do przekonania, że przyczyny wypadku mogły być następujące:

1) Potrącenie dźwigni sterowej przez wychodzącą i przekręcenie jej w położenie „dół" przy równoczesnem zacięciu się kontaktów bezpieczeństwa w kabinie i w drzwiach szybu.

2) Ściągnięcie dźwigu z maszynowni przełącznikiem głównym kierunkowym, czego mógł dokonać obsługujący dźwig, lub ktokolwiek inny, kto miał umożliwiony dostęp do maszynowni. Ściąganie o którem powyżej wspomniano, jak też wszelkie *manipulacje* przy aparatach dźwigu są w myśl przepisów dozwolone jedynie konserwatorom dźwigu, po uprzedniem wyraźnem zaznaczeniu na drzwiach szybu, że dźwig jest nieczynny, a to z tego powodu, że przy ściąganiu dźwigu zapomocą prądu głównego, kontakty bezpieczeństwa, włączone w obwód sterowy zostają wyłączone i przestają działać.

Dokonane po wypadku sprawdzenie dźwigu nie wykazało żadnych błędów czy też nieprawidłowości w działaniu sterowych kontaktów bezpieczeństwa, przyczyny więc wypadku należy szukać w drugiej ewentualności.

Powyżej opisany nieszczęśliwy wypadek nasuwa pewne refleksje na temat nie stosowania się do zarządzeń organów dozorujących urządzenia dźwigowe, jak też niezrozumienia własnego bezpieczeństwa u właścicieli względnie osób korzystających z dźwigu. Celem uniemożliwienia korzystania z dźwigu bez obsługującego zarządzono z powodu niemożności odebrania kluczy od dźwigu lokatorom, przerobienie zamku przy drzwiach szybowych, od którego klucz miałby tylko obsługujący dźwig.

[1]) Patrz rozdział 6.

[2]) Gdzie Δ mgr/mm^3 ciężar właściwy wody; q, c wyrażamy w milimetrach.

ś. † p.

STEFAN ODLANICKI-POCZOBUTT

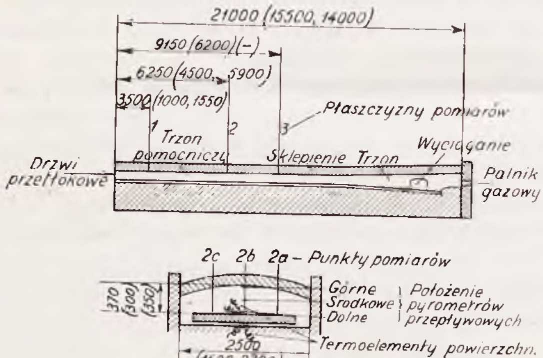
urzędnik Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie

zmarł w maj. Korczew n/B. w dn. 3 września 1931 roku.

KRONIKA TECHNICZNA

Doświadczenie nad przechodzeniem ciepła w piecach walcowniczych, z uwzględnieniem nagrzania zlewków [1].

Rys. 1. podaje schemat pieca i rozstawienia termoelementów podczas pomiarów. W każdym z 9 punktów pomiarowych mierzono temperaturę na 3 różnych wysokościach, a mianowicie: tuż pod sklepieniem, w środku wysokości pomiędzy sklepieniem, a powierzchnią zlewka i tuż nad powierzchnią zlewka. Każdy pomiar składał się zatem z 27 odczytów. Badanie sposobów pobierania spalin do analizy i pomiary temperatury wewnątrz zlewków przeprowadzono na dalszych 2 piecach. Przechodzenie ciepła wypośrodkowano dwoma od siebie niezależnemi sposobami, a mianowicie: jako ciepło oddane przez gazy i jako ciepło pobrane przez zlewki. W wszystkich badanych wypadkach wypadało z obliczeń, że ilość ciepła, oddana przez gazy była mniejszą od ciepła, pobranego przez zlewki. Autor przypisuje powód tego błędu—spalaniu się następującemu poza punktami pomiarowemi i wytwarzaniu się w ten sposób dodatkowych ilości ciepła. Błąd ten nie mógł, zdaniem autora, powstać przez uwzględnienie zbyt małej objętości przepływających gazów, gdyż obliczono ją dwoma niezależnemi sposobami, t. z. przez



Rys. 1

mierzenie dopływającej ilości gazów i przez obliczenie z bilansu pieca. Do dalszych obliczeń wstawiono największą z uzyskanych oboma sposobami objętości przepływu.

Analizy pobierano częściowo cienkiemi, chłodzonemi wodą rurkami żelaznemi, częściowo zaś ceramicznemi rurkami. Autor nie zauważył różnic składu spalin, któreby mógł przypisać dodatkowemu spalaniu gazów wylotowych w rurkach z tworzyw ceramicznych.

Temperaturę ścian pieca, sklepienia i powierzchni zlewków mierzono pyrometrami z włóknem żarzącem się (porównawczemi), temperaturę spalin pyrometrami przepływowemi, zaś temperaturę zlewków termoelementami powierzchniowemi żelazo - konstantan. Pomiar pyrometrem porównawczym odbywał się bez trudności, mogących sprowadzić znaczniejsze błędy, gdyż płomień nie był świecący i nie towarzyszył mu dym.

Pyrometrów przepływowych używano po trzy naraz w różnych kombinacjach, możliwych wg. rys. 1. Termoelementy powierzchniowe wykonano z drutów 2 *mm* długości 15 do 20 *m*, utwierdzono je na zlewkach na górnej lub dolnej powierzchni, jak to pokazano na rys. 1.

Pomiary, przeprowadzone równocześnie trzema pyrometrami przepływowemi, założonemi w jeden otwór, wykazały, że wbrew dotychczasowym zapatrywaniom najgorętszem miejscem jest środek strumienia gazów. Średnia temperatura panuje pod sklepieniem, zaś najniższa nad powierzchnią zlewków. Temperatura gazów pod sklepieniem jest o ok. 70^0 niższa od temperatury środka strumienia gazów, ta zaś jest o 250^0 wyższą od temperatury na wysokości 20 *mm* ponad powierzchnią zlewków. Autor uważa obniżenie się temperatury gazów pod sklepieniem za argument, przemawiający za uważaniem sklepienia za pośrednią powierzchnię ogrzewającą. W spadku temperatury widzi autor dowód na to, że sklepienie wypromieniowuje przejęte ciepło prawie w całości i z bardzo małemi stratami oddaje je zlewkom. Olbrzymia różnica temperatur nad zlewkami i w środku strumienia gazów doprowadza autora do wniosku w sprawie praktycznego wpływu wysokości sklepienia na działanie pieca. Niskie sklepienie powoduje wzrost szybkości przepływu, zmniejszają się zatem (naskutek konwekcji) różnice temperatur w piecu, zmniejsza się jednak promieniowanie na skutek zmniejszenia się warstwy (biorących udział w promieniowaniu składników) spalin. Dwa czynniki (konwekcja i promieniowanie) działają zgodnie w kierunku podniesienia sprawności pieca, gdy sklepienie wznosi się ponad ogrzewanem tworzywem na 300 do 500 *mm*, zależy to jednak od ilości przepływających gazów. Autor przypuszcza, że warunki pracy pieca będą tem korzystniejsze im wyżej leży sklepienie i im bardziej można wyzyskać promieniowanie, trzeba jednak środkami specjalnemi przeszkadzać działaniu zimnych warstw na wsad. Jako środki przeciwdziałania tworzeniu się takich warstw podaje autor użycie palników [1]) bocznych, silnie działających, lub wdmuchiwanie gorącego powietrza wtórnego z dużą szybkością, względnie zastosowanie sklepień, powodujących ruch wirowy spalin, jak n. p. sklepienia o wystających cegłach.

Różnice pomiędzy górną, a dolną powierzchnią zlewka były w czasie pomiarów b. znaczne. Nawet zlewki o grubości 90 *mm* wykazały w środku pieca różnicę 200^0, a zlewki 210 *mm* grube nawet 300^0. W dalszym ciągu ogrzewania wyrównywały się różnice tylko dzięki przewracaniu zlewków na trzonie właściwym. Obliczenie różnicy temperatur obu przeciwległych powierzchni zlewka daje najpierw zaduże, a przy wyższych temperaturach zamałe wyniki. Dzieje się to na skutek przyjęcia stałego spółczynnika przewodnictwa ciepła. Mimo to można z wyników obliczeń wyciągnąć wnioski o wartości praktycznej. Autor podaje następujące wnioski: Różnica temperatur dolnej i górnej powierzchni zlewka jest duża tak w grubych jak i cienkich zlewkach, jeżeli się przenoszenie ciepła zmniejsza w stosunku do jednostki czasu proporcjonal-

[1]). A. Schack, Archiv für das Eisenhüttenwesen 4. (1930/31). str. 333/42, Stahl und Eisen, 51. (1931). № 6. str. 162/64.

[1]). Por. J. Meiser, Stahl und Eisen 50. (1930) str. 1635/36 Streszcz. Technika cieplna № 2. (1931.)

nym do grubości zlewka, a równocześnie zwiększa czas trwania nagrzewania proporcjonalnie do kwadratu grubości zlewka. Warunek ten niezupełnie się daje w praktyce przeprowadzić, gdyż przechodzenie ciepła w piecu jest prawie stałe i nie zależy od grubości zlewka. Spadek ilości przechodzącego ciepła pogorszyłby również silnie wydajność pieca, liczoną w tonach na godzinę. Jeżeli przenoszenie ciepła w piecu jest w stosunku do powierzchni zlewków czy grubych, czy cienkich jednakowe, to obliczenie dowodzi, że różnica temperatur pomiędzy dolną, a górną powierzchnią zlewka jest proporcjonalną do pierwszej potęgi grubości zlewka. Równocześnie wzrasta czas nagrzewania proporcjonalnie do pierwszej potęgi grubości zlewka. Jeżeliby czas nagrzewania miał być stałym dla różnej grubości zlewków a będziemy opalać odpowiednio piec to różnica temperatur między górą a dołem zlewka wzrośnie proporcjonalnie do kwadratu grubości wsadzonego zlewka. Autor zaznacza, że w praktyce unikać należy układania zlewków o przekroju prostokątnym na kant i płaskich kęsów po kilka na sobie. Jeżeli w praktyce robi się to, uzasadniając, że wsad dłużej przebywać będzie w piecu, to zapomina się o różnicy temperatur z obu stron, wzrastającej proporcjonalnie do grubości wsadu. Działając czasem nagrzewania zmniejszamy niewspółmiernie wydajność pieca.

Pomiary wykazały, że średnio wynosi bezpośrednie promieniowanie gazów prawię połowę całkowitego przeniesionego ciepła, promieniowanie sklepienia daje ok. $^1/_3$, niewielka reszta przypada na konwekcję. Wobec znacznego udziału gazów w promieniowaniu ważny jest „stopień czarności" t. j. stosunek promieniowania gazów do promieniowania ciała idealnie czarnego w tych samych temperaturach. Autor podaje na „stopień czarności" uproszczony wzór:

$$S = \frac{\left(\frac{T_w}{T'}\right)^4 - 1}{\left(\frac{T}{T'}\right)^4 - 1},$$

gdzie T_w oznacza absolutną temperaturę sklepienia (^0K)
T' „ „ „ powierz. zlewka
T „ „ „ gazów

Wzór ten umożliwia obliczenie przenoszenia ciepła w piecu na podstawie 3 pomiarów temperatury, bez znajomości ilości przepływających gazów i przetłaczanej przez piec stali. Obliczone tym wzorem promieniowanie wypada większe od obliczonego znanemi wzorami na promieniowanie gazów. Autor różnicę tę przypisuje pominięciu w znanych tych wzorach promieni ponadczerwonych, które w praktyce posiadają prawdopodobnie bardzo duże znaczenie. Jako wzór na obliczenie całkowitego przechodzenia ciepła czyli:

Promieniowanie gazu + promieniowanie sklepienia + konwekcja, podaje autor z grubem przybliżeniem formułę: α całk $= 50 + 0{,}45\ (t - 700)\ cpl/m^2\ h.\ ^0C.$

Kf.

Ekonomiczne zalety wysokoprężnych instalacyj.

Jak dotychczas tylko w bardzo postępowych przedsiębiorstwach sporadycznie stosowano instalacje z ciśnieniem ponad 100 atmosfer. W większości wypadków instalacje te noszą eksperymentalny charakter i mają służyć za podstawę dalszego rozwoju. Przeciwnicy wysuwają następujące objekcje dla stosowania wysokoprężnych instalacyj w praktyce.

1) Koszty instalacji wysokoprężnej mają być większe na jednostkę aniżeli przy instalacjach nisko prężnych (20 atmosfer) albo średnich (40 atmosfer);

2) Koszty utrzymania wysokoprężnych instalacyj też mają być znacznie wyższe;

3) Oszczędność na opale nie równoważy mniejszej pewności wysokociśnieniowych instalacyj.

Odnośnie punktów 1) i 2) p. G. Orrok w swoim referacie na światowej energetycznej konferencji w Berlinie w 1930 r. dowiódł, że dzieje się odwrotnie i koszt na jednostkę w amerykańskich wysokoprężnych instalacjach jest mniejszy.

Centralna stacja w Karolinenschacht w Morawskiej Ostrawie jest zaopatrzona w Löfflerowską wysoko-ciśnieniową instalację, pracującą od r. 1925 przy 130 atmosferach ciśnienia i 500°C. przegrzania. Instalacja ta wykazała, że pewność pracy jest ta sama w wysoko-ciśnieniowej jak i w nisko-ciśnieniowej jej części, koszty jednostkowe są jednakowe w obu wypadkach niezależnie od ciśnienia pary i zależne tylko od konstrukcji i wyposażenie instalacji.

Witkowickie Towarzystwo otrzymało zamówienie wspólnie z dobrze znaną firmą elektryczną na dużą instalację w Czechosłowacji. Całkowity koszt tej instalacji, składającej się z 3-ch turbin 25.000-30.000 *KW.* z budynkami i wszystkiemi pomocniczemi instalacjami wynosi 17.750.000 Mk., 18.060.000 Mk. i 18.260.000 Mk. zależnie od kotłów 25, 40 i 130 atmosfer. Przegrzanie pary w tych 3-ch wypadkach wynosi 400°, 450° i 500° C.

Przy instalacji wysoko-ciśnieniowej zastosowane jest dodatkowe przegrzewanie pary przy 16 atmosferach do 360°. Kotłownia składa się z 4-ch kotłów w każdym z tych warjantów. Kotły mają 2600 mtr^2 powierzchni dla 20 atmosfer, 2400 m^2 powierzchni dla 40 atmosfer i Löfflerowskie kotły każdy o wydajności 100 tonn pary na godzinę dla instalacji wysoko-ciśnieniowej. Każda instalacja zawiera w sobie dwie pomocnicze turbiny po 8000 *kW* dla nisko-ciśnieniowej i po 9000 *kW* dla wysokoprężnej. Ogólna zainstalowana moc równa się 106.000 *kW* w pierwszych dwóch wypadkach i 108.000 *kW* w trzecim wypadku. Koszt instalacji na *kW* wynosi dla 20 atmosfer 167,5 Mk., dla 40 atmosfer 170,3 Mk. i dla 130 atmosfer 169 Mk.

Koszt *kW* praktycznie biorąc jest jednakowy we wszystkich trzech wypadkach. Procenty od kapitału i koszta ogólne można uważać za jednakowe dla wszystkich ciśnień pary w instalacjach tego samego typu i konstrukcji. Wobec tego możemy nie liczyć się z niemi przy porównaniu ekonomiczności wysokoprężnych instalacyj.

Koszt Paliwa. Analiza cyklu pracy tych trzech instalacji wykazuje, że z jednej tony pary otrzymujemy na zaciskach generatora:

dla 20 atmosfer 197,4 *kW*
40 atmosfer 232,8 *kW*
130 atmosfer 294,4 *kW*

Dalsze obliczenia wykazują że przy podniesieniu ciśnienia z 20 do 40 atmosfer zyskujemy 370 kalorji

na *kW/godz.* a przy podniesieniu z 40 do 130 atmosfer zyskujemy dodatkowo 420 kalorji na *kW/godz.* Wszystkie to dane są wyprowadzone przy spółczynniku obciążenia równym 60%.

Przeliczając osiągnięte oszczędności na pieniądze, otrzymamy cyfry tablicy I.

TABLICA I.

Koszt węgla	Oszczędność roczna przy 40 *atm* w porównaniu z 20 *atm*	Oszczędność roczna przy 130 *atm* w porównaniu z 40 *atm*
2 pf. za 10.000 *cal*	160.000 marek	182.000 marek
4. pf. za 10.000 *cal*	320.000 marek	364.000 marek

Jeżeli czysty zysk od kapitału włożonego w instalację wynosi 6% to przy podniesieniu ciśnienia z 40 do 130 atmosfer zysk ten wyniesie 7% przy cenie węgla 2 fenigi za 10.000 *cal* i do 8% przy cenie węgla 4 fenigi za 10.000 *cal.*

Rozwój Witkowickiej Stacji Energetycznej w Karolinenschacht był następujący:

w r. 1925—1927 jeden kocioł Löfflera wydajności 15 ton na godzinę z turbiną Erste Brünner mocy 18.000 *kW.*

w r. 1928 — 1930 dwa kotły Löfflera każdy po 50 ton wydajności na godzinę

w r. 1930 — 1931 dwa kotły Löfflera każdy wydajności 75 ton na godzinę z turbiną Brown-Boveri o mocy 36.000 *kW.*

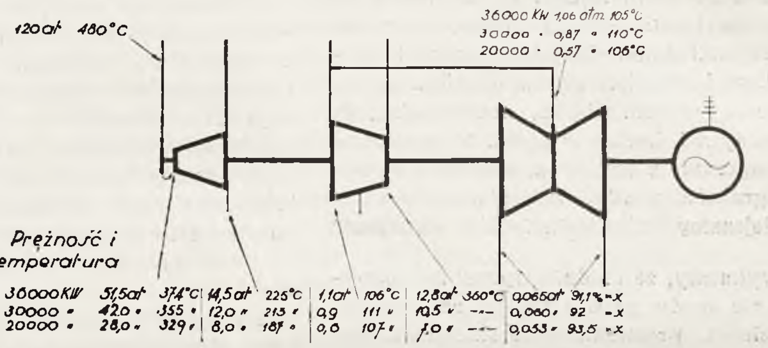
Schemat ciśnień i wykaz temperatur dla turbiny 30.000 *kW* podano na schemacie (rys. 1).

Dodatkowe podgrzewanie pary jest termodynamicznie mało efektywne lecz pośrednio daje zmniejszenie wilgotności pary w ostatnich szczegach łopatek turbiny. Lepsze rezultaty otrzymamy jeżeli instalacja będzie zaopatrzona w odprowadzenie skondensowanej pary z turbiny lub przez usuwanie kondensatu z pary zamiast zamiany go w parę na nowo. Alternatywą może być przegrzewanie pary w przegrzewaczu opalanym odchodzącemi gazami.

Przy rozwinięciu instalacji urządzonej na 40 atmosfer możliwe jest następująca modyfikacja. Kocioł Löfflera jest połączony z turbiną, która odbiera parę pod ciśnieniem 130 atmosfer przy przegrzaniu do 480°C, para ta po wyjściu z turbiny wchodzi do podgrzewacza, połączonego z kotłem i podgrzewa się do 450°C przy 40 *atm* ciśnienia przed wejściem do głównego przewodu parowego w instalacji. W tym wypadku najracjonalniejsze jest ustawienie turbiny najbliżej kotła, by możliwie skrócić połączenia rurowe.

Koszt kotła dla wydajności 100 ton na godzinę przy 130 atmosferach ciśnienia i 480° C. przegrzania, włączając dodatkowy przegrzewacz, pompę zasilającą dla pracy z 40 na 130 atmosfer i turbiny o mocy 650 *kW* wyniesie około 300.000 Mk. więcej aniżeli koszt kotła na 100 ton przy ciśnieniu 40 atmosfer i 450° C. przegrzania, który to musielibyśmy zastosować przy rozszerzeniu instalacji.

Dodatkowa turbina da nam na czysto 16,500,000 *kWh* w ciągu 3000 godzin pracy. Przyjmując koszt dodatkowego paliwa po 2 fenigi za 10.000 *cal*, amortyzację, procent na dodatkowy kapitał, koszt *kWh* wyniesie 0,58 feniga w porównaniu z kosztem 1,86, jakibyśmy otrzymali korzystając z instalacji 40-atmosferowej. Jak widzimy wysokociśnieniowa turbina i dodatkowy kocioł opłacą się nam w ciągu 1½ roku.



Rys. 1

W Czechosłowacji jako wynik prawa o elektryfikacji kraju połączonych jest 15 towarzystw elektrycznych, w których 40% ma kapitał prywatny. reszta zaś rządowy i samorządowy. Trzy towarzystwa wybudowały stację centralną w Ostrawie Karwińskiej na 42.000 *kW*, lecz mającej możność rozszerzenia się do 160.000 *kW* i do 200.000 *kW* na szczytach. Pierwsza instalacja o trzech kotłach Löfflera o wydajności 75 ton na godzinę przy 130 atmosferach i 500° C. przegrzania i przy dwóch turbinach każda po 21.000 *kW* wydajności, ustawionych przez Witkowickie Towarzystwo wspólnie z Zakładami Skody, zacznie działać w r. 1932.

Zaprojektowana jest znaczna ilość löfflerowskich wysokociśnieniowych instalacyj dla Ameryki, Belgji, Niemiec, Francji, Rosji i Czechosłowacji.

Pomyślne rezultaty otrzymane w ciągu kilkoletniej pracy löfflerowskich wysoko-ciśnieniowych instalacyj w Wiedniu w Fabryce Lokomotyw i w Karolinenschacht niewątpliwie wprowadzą takie instalacje i do innych gałęzi przemysłu. Naszem zdaniem zapewniony jest nadzwyczaj silny rozwój stosowania wysoko-ciśnieniowych instalacyj w najbliższej przyszłości *A. G.*